

POWER TRANSMISSION DEVICE FOR FOUR-WHEEL DRIVE VEHICLE

Patent Number: JP3224831
Publication date: 1991-10-03
Inventor(s): HAMADA TETSUO; others: 02
Applicant(s): HONDA MOTOR CO LTD
Requested Patent: ☐ JP3224831
Application Number: JP19900238245 19900907
Priority Number(s):
IPC Classification: B60K17/348
EC Classification:
Equivalents: JP2963174B2

Abstract

PURPOSE: To prevent useless torque transmission to a coupled drive wheel by providing a torque transmission device between two members interlocked with front and rear wheels for changing torque transmission, depending upon a rotational difference between the front and rear wheels, and controlling the torque transmission for causing a drop in torque, according to an increase in vehicle speed.

CONSTITUTION: The output of an engine 1 is reduced with a reduction gear 2 and transmitted to a differential device 3 at the side of front wheels. In addition, the aforesaid reduced output is transmitted to a power transmission device 7 via a bevel gear device 6, and the output of the device 7 is transmitted to a differential device 9 at the side of rear wheels via another bevel gear device 8. The power transmission device 7 is constituted with the first and second fluid pressure pumps 21 and 22 respectively connected to the output and input shafts of the bevel gear devices 6 and 8 having a different gear ratio, and a fluid pressure operated clutch 23 laid between the bevel gear devices 6 and 8. Hydraulic pressure corresponding to a difference in the delivery amount (intake amount) of both pumps 21 and 22 is introduced to the hydraulic pressure chamber 30 of the clutch 23 via a selector valve 31 having a relief valve 35 as a transmission torque limiting means and a hydraulic pressure line 37b, thereby controlling the engagement force of the clutch 23.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑫ 公開特許公報(A) 平3-224831

⑤ Int. Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成3年(1991)10月3日

B 60 K 17/348

Z

8710-3D

審査請求 未請求 請求項の数 1(全10頁)

⑭ 発明の名称 4輪駆動車輛の動力伝達装置

⑯ 特 願 平2-238245

⑰ 出 願 平2(1990)9月7日

優先権主張 ⑱ 平1(1989)11月15日 ⑲ 日本(JP) ⑳ 特願 平1-296639

㉑ 発 明 者 浜 田 哲 郎 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

㉒ 発 明 者 渋谷 和 則 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

㉓ 発 明 者 新 井 健 太 郎 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

㉔ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉕ 代 理 人 弁理士 大島 陽一 外1名

①
②

明 細 書

1. 発明の名称

4輪駆動車輛の動力伝達装置

2. 特許請求の範囲

(1) 前輪と連動回転する第1部材と、後輪と連動回転する第2部材と、前記第1部材と前記第2部材との間に介設された前記前輪と前記後輪との回転速度差に応じて伝達トルクが変化するトルク伝達装置とを有する4輪駆動車輛の動力伝達装置であって、

前記トルク伝達装置の伝達トルクの上限を規定する伝達トルク制限手段と、

前記トルク伝達装置の伝達トルクを車速の増大に応じて減じる手段とを有することを特徴とする4輪駆動車輛の動力伝達装置。

3. 発明の詳細な説明

[発明の目的]

<産業上の利用分野>

本発明は、前輪と後輪とを共通のエンジンにて駆動し得るように構成された4輪駆動車輛の動力

伝達装置に関する。

<従来の技術>

4輪駆動車輛の一型式として、前・後車軸の一方をエンジンに直接的に連結し、この一方の車軸(主駆動軸)から、相対回転速度応動型の粘性流体継手を介して他方の車軸(従駆動軸)へと駆動トルクを伝達するようにしたものがある。このような粘性流体継手は、主・従駆動軸間の回転速度差に応じて伝達トルクが変化する特性を有しており、主・従駆動軸間の回転速度差がある限度を超えると主・従両駆動軸が略直結状態となる。従って、この点について見ると、主・従両駆動軸の耐トルク強度を同等に設定する必要がある。その一方、主・従駆動軸間の回転速度差が極めて小さい状態にあつては、従駆動軸への伝達トルクは実質的に0に等しく、この状態における従駆動軸の負担は極めて軽い。このような事情に鑑みて、従駆動軸への伝達トルクの上限を規定することにより、従駆動軸側部材の実質的な負担を軽減し、駆動系全体としての軽量化を企図しようとする技

術が、特開昭63-49526号公報に提案されている。

〈発明が解決しようとする課題〉

ところで、予備タイヤを装着したり、あるいは積雪路走行時に滑り止めを装着するなどして、前・後両輪の実質的な有効径が互いに異なる状態での連続走行を余儀なくされることがある。このような状態においては、常時前・後輪間に回転速度差が生じ、本来は主・従両駆動軸間にてトルク伝達を行なう必要のない走行状態である場合にも、従駆動軸に必要以上に大きなトルクが伝達されることになる。つまり、通常走行にあっては、主・従駆動軸間のトルク伝達は過渡状態のみを考慮すれば足りるのに対し、上記のようにタイヤ径が異なる場合には、従駆動軸に対して連続的にトルクが伝達されることになる。

一般に金属材料の機械的性質として、破壊応力以下の応力であっても、これが繰返し作用すると、所謂金属疲労を生じて破壊応力以下の応力によっても破壊に至ることが知られている。特に高速走

行状態にあっては、単位時間当たりに加えられる応力の繰返し回数が多くなるので、より一層疲労が進行し易くなり、限界応力の実質的な低下を招くことが考えられる。従って、上記のような主・従両駆動輪の有効径が互いに異なる状態での連続走行にも耐え得るようにするには、その分安全率を高く設定せねばならなくなり、前記した従来技術のように、従駆動軸への伝達トルクの上限を規定するだけでは、軽量化の達成が現実には十分になし得ないという不都合がある。

本発明は、このような不都合を解消すべく案出されたものであり、その主な目的は、主・従駆動輪の径が互いに異なる状態で走行することを考慮した上で、金属疲労を誘発するような継続的な負荷トルクが従駆動側部材に対して作用することのないように改善された4輪駆動車輛の動力伝達装置を提供することにある。

〔発明の構成〕

〈課題を解決するための手段〉

このような目的は、本発明によれば、前輪と連

— 3 —

— 4 —

動回転する第1部材と、後輪と連動回転する第2部材と、前記第1部材と前記第2部材との間に介設された前記前輪と前記後輪との回転速度差に応じて伝達トルクが変化するトルク伝達装置とを有する4輪駆動車輛の動力伝達装置であって、前記トルク伝達装置の伝達トルクの上限を規定する伝達トルク制限手段と、前記トルク伝達装置の伝達トルクを車速の増大に応じて減じる手段とを有することを特徴とする4輪駆動車輛の動力伝達装置を提供することにより達成される。

〈作用〉

このような構成によれば、主・従両駆動軸間の伝達トルクの上限が適宜な所定値に規定され、かつ伝達トルク容量が走行速度の増大と共に減少する。従って、特に主駆動輪がスリップし易い発進加速時（低速時）には、主駆動輪から従駆動輪へのトルク伝達が十分になされ、主駆動輪がスリップする可能性が低い高速走行時には、実質的な伝達トルクが減少する。従って、前輪と後輪との径が互いに異なる（特に主駆動輪の径がより小さい）

状態での連続走行における従駆動軸側部材への駆動トルクの伝達を軽減し得ることから、従駆動軸側部材の強度余裕の設定を低減し得る。

〈実施例〉

以下、添付の図面を参照して本発明の好適実施例について詳細に説明する。

第1図は、本発明に基づく動力伝達装置が適用された4輪駆動車輛の動力伝達系を示すスケルトン図である。エンジン1の出力は、変速機2を介して前輪側の差動装置3に入力する。そして差動装置3の出力は、ドライブシャフト4を介して左右各前輪5に伝達される。

差動装置3に入力したエンジン1の出力は、傘歯車装置6を介して後記する動力伝達装置7に入力し、該動力伝達装置7の出力は、傘歯車装置8を介して後輪側の差動装置9に伝達される。そして差動装置9の出力は、ドライブシャフト10を介して左右各後輪11に伝達される。

動力伝達装置7は、前輪側の傘歯車装置6の出力軸に連動駆動される第1流体圧ポンプ21と、

— 5 —

— 6 —

後輪側の傘歯車装置 8 の入力軸に連動駆動される第 2 流体圧ポンプ 22 と、前輪側傘歯車装置 6 の出力軸と後輪側傘歯車装置 8 の入力軸との間に介設されたトルク伝達装置としての流体圧作動クラッチ 23 と、第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 及びクラッチ 23 に係わるオイルの流れを制御する流体圧制御回路（後に詳述）とからなっている。

ここで前・後両傘歯車装置 6・8 のギヤ比が互いに異なる値にされており、流体圧ポンプ回転速度と車輪回転速度との関係は、次に示す関係になっている。

$$\frac{\text{第 1 ポンプ回転速度}}{\text{前輪回転速度}} < \frac{\text{第 2 ポンプ回転速度}}{\text{後輪回転速度}}$$

これはすなわち、車輪回転速度に対するポンプ回転速度の増大率が第 2 流体圧ポンプ 22 の方がより大きいことを意味しており、第 3 図に示すように、前・後両輪 5・11 の回転速度が同一であれば、第 2 流体圧ポンプ 22 の回転速度がより高くなるようになっており、しかも両流体圧ポンプ

— 7 —

流体圧ポンプ 22 の一回転当たりの吐出量に比してより小さい設定になっている。これは前・後車輪 4・10 とポンプ軸との速比が同一であり、かつ前・後輪 5・11 の有効径が同一であれば、車輪回転速度に応じた吐出量の変化率は、第 2 流体圧ポンプ 22 の方がより大きく、両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量差は、車輪回転速度に正比例して増大することを意味している（第 3 図）。

第 1 連結油路 28 及び第 2 連結油路 29 と、流体圧作動クラッチ 23 の作動油圧室 30 との間は、切換弁 31 を介して連結されている。この切換弁 31 は、主に変速機 2 が前進段にあるか、あるいは後退段にあるかに応じて切換わるスプール弁からなり、2 つに仕切られた弁室 32・33 と、第 1 弁室 32 から第 2 弁室 33 へ向けての流れを規制する一方向弁 34 と、第 1 弁室 32 と第 2 弁室 33 との差圧が所定値になると、第 1 弁室 32 と第 2 弁室 33 との間を連通し、第 1 弁室 32 から第 2 弁室 33 へ向けての流れを許容するリリーフ弁 35 とを有している。この切換弁 31 の作動

— 9 —

21・22 の回転速度差は、車輪回転速度に正比例して増大することを意味している。

第 1 流体圧ポンプ 21 は、ギヤポンプあるいはベーンポンプからなり、車輛が前進時には吐出ポートとなり後退時には吸入ポートとなる第 1 ポート 24 と、前進時には吸入ポートとなり後退時には吐出ポートとなる第 2 ポート 25 とを有している。そして第 2 流体圧ポンプ 22 は、同じくギヤポンプあるいはベーンポンプからなり、車輛が前進時には吸入ポートとなり後退時には吐出ポートとなる第 3 ポート 26 と、前進時には吐出ポートとなり後退時には吸入ポートとなる第 4 ポート 27 とを有している。これら各ポート 24～27 は、第 1 ポート 24 と第 3 ポート 26 とが第 1 連結油路 28 を介して連通接続され、第 2 ポート 25 と第 4 ポート 27 とが第 2 連結油路 29 を介して連通接続されている。

ここで第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 は、そのチャンバ容積が互いに異なっており、第 1 流体圧ポンプ 21 の一回転当たりの吐出量が、第 2

— 8 —

により、前進時にあっては、第 1 図に示すように、第 2 連結油路 29 とオイルタンク 36 との間が第 2 弁室 33 を介して連通し、第 1 連結油路 28 とクラッチの作動油圧室 30 との間が、バイパス油路 37a・第 1 弁室 32・作動油圧供給油路 37b を介して連通し、しかもクラッチの作動油圧室 30 に作用する圧力が所定値以上になると、リリーフ弁 35 を介してオイルタンク 36 へ圧力が逃げるようになっていく。そして後退時にあっては、第 2 図に示すように、第 1 連結油路 28 とオイルタンク 36 との間が第 2 弁室 33 を介して連通し、第 2 連結油路 29 とクラッチの作動油圧室 30 との間が第 1 弁室 32 を介して連通し、しかもクラッチの作動油圧室 30 に作用する圧力が所定値以上になると、リリーフ弁 35 を介してタンク 36 へ圧力が逃げるようになっていく。

更に、第 1 弁室 32 とクラッチの作動油圧室 30 との間を連結する作動油圧供給油路 37b は、オリフィス 38 を有する分岐通路を介してタンク 36 の油面上に連通している。

— 10 —

次に上記実施例の作動の要領について各状態に応じて順に説明する。

前進発進加速時には、後輪 11 が停止したまま前輪 5 のみがスリップ状態で回転することがある。この時には、前輪 5 と共に第 1 流体圧ポンプ 21 のみが回転するため、オイルタンク 36 から第 2 弁室 33 及び第 2 連結油路 29 を介して第 2 ポート 25 に吸入されたオイルは、第 1 ポート 24 から第 1 連結油路 28 へ吐出されてバイパス油路 37 a に全量が流入し、第 1 弁室 32 及び作動油圧供給油路 37 b を介してクラッチの作動油圧室 30 に油圧を作用させる。これによりクラッチ 23 が係合し、前輪 5 と後輪 11 との間が連結される。

ここでクラッチの伝達トルクは、オリフィス 38 の流量によって定まるオリフィス上流側の油圧に正比例し、この油圧は、両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）差の 2 乗に比例して変化する。また、リリーフ弁 35 の開放圧の設定により、クラッチ 23 の伝達トルクの上限值を適宜に

— 11 —

このバランス点での前・後両輪 5・11 の回転速度差は、車速が高くなるほど大きくなる。これらの特性は、前・後両輪 5・11 の同一の回転速度差に対するクラッチ伝達トルクの大きさが、車速が高くなるほど減少することを示している。このことは、クラッチ 23 の伝達トルク容量、すなわち差動制限力は、車速が高くなるほど減少することを意味している（第 4 図）。

前進緩加速時、緩減速時及び定速走行時にあっては、前輪 5 と後輪 11 とが同一径であれば、両輪は略同一回転速度で回転する。そして前・後両輪 5・11 が同一回転速度であれば、第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出量が第 2 流体圧ポンプ 22 の吸入量を常に下回り、かつ第 2 流体圧ポンプ 22 の吐出量が第 1 流体圧ポンプ 21 の吸入量を常に上回ることになる。すると第 1 ポート 24 からの吐出油は専ら第 3 ポート 26 に吸入され、かつ第 4 ポート 27 からの吐出油の一部は第 2 連結油路 29・第 2 弁室 33・一方向弁 34・第 1 弁室 32・バイパス油路 37 a・第 1 連結油路 28 を経て

— 13 —

設定することができる（第 4 図）。

クラッチ 23 が係合して後輪側に駆動トルクが分配されると、後輪 11 の回転速度の増大に応じて第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出油が第 2 流体圧ポンプ 22 に吸入されるようになる。そして第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出量と第 2 流体圧ポンプ 22 の吸入量との差に応じてクラッチ 23 の係合力、すなわち後輪への伝達トルクが自動的に変化し、第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）が互いにバランスすると、作動油圧供給油路 37 b への吐出圧は発生しなくなり、クラッチ 23 の係合が断たれる。

ここでエンジン 1 に直接的に駆動される前輪 5 に連動駆動される第 1 流体圧ポンプ 21 と、動力伝達装置 7 を介して駆動力を伝達される後輪 11 に連動駆動される第 2 流体圧ポンプ 22 との吐出量（吸入量）のバランス点は、両流体圧ポンプ 21・22 の運転特性が前記したように第 3 図に示す関係に設定されていることから、前輪 5 の回転速度が後輪 11 よりも高い時点で現れる。そして

— 12 —

第 3 ポート 26 へ環流する。この結果、第 1 連結油路 28 の管内圧はクラッチ 23 の作動圧に到達せず、後輪 11 に対して駆動力が伝達されない。

定速走行時に前輪 5 のみが摩擦係数の低い路面を踏んだ場合、あるいは急加速せんとした時には、前輪 5 が過渡的にスリップ状態になることがある。このような状態においては、第 1 ポート 24 からの吐出量が第 3 ポート 26 への吸入量を上回るほど前輪 5 の回転速度が後輪 11 のそれを上回ると、第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出油を第 2 流体圧ポンプ 22 が吸入しきれなくなるため、両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）の差に対応した油圧が第 1 連結油路 28 に発生する。この油圧は、バイパス油路 37 a・第 1 弁室 32・作動油圧供給油路 37 b を経てクラッチの作動油圧室 30 に導かれる。これによりクラッチ 23 が係合し、後輪 11 に対して駆動トルクが分配される。そしてクラッチ 23 が係合して後輪側へ駆動トルクが分配されると、上記と同様にして前後輪間の回転速度差に応じてクラッチ 23 の係合力、すなわち後

— 14 —

輪側へ伝達されるトルクの大きさが自動的に変化するが、この場合、回転速度差に対する伝達トルクの大きさは、車速の増大と共に小さくなる。

車輪に制動力が作用すると、前後輪の制動力配分は一般に前輪側がより高く設定されているので、急制動時などでは、後輪 11 よりも前輪 5 が先にロックする。また、定速走行からのエンジブレーキは前輪 5 にのみ作用するので、この場合も過渡的には前輪 5 の回転速度が後輪 11 よりも低くなる。そして前輪 5 の回転速度が後輪 11 に比して低くなると、第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出量が第 2 流体圧ポンプ 22 の吸入量を下回るため、作動油圧供給油路 37b への吐出圧は発生せず、クラッチ 23 は係合しない。従って、前後輪間の連結は断たれる。このとき、第 4 ポート 27 からの吐出油の一部は、第 2 連結油路 29・第 2 弁室 33・一方向弁 34・第 1 弁室 32・バイパス油路 37a・第 1 連結油路 28 を経て第 3 ポート 26 へ環流する。

前輪 5 が完全にロックすると、第 1 流体圧ポン

15

ッチ 23 が接続し、後輪 11 に駆動トルクが分配される。

そして前進時と同様に、後輪側の回転速度の増大に応じて第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出油の一部が第 2 流体圧ポンプ 22 に吸入されるようになり、この時の両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）差に応じてクラッチの作動油圧室 30 に作用する油圧が変化して後輪へのトルク分配率が変化し、両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）が互いにバランスした状態になると、クラッチの作動油圧室 30 に油圧が作用しなくなって前後輪間の接続が断たれる。

後退緩加速時、緩減速時及び定速走行時にあっては、前進時と同様に、第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出量が第 2 流体圧ポンプ 22 の吸入量を常に下回り、かつ第 2 流体圧ポンプ 22 の吐出量が第 1 流体圧ポンプ 21 の吸入量を常に上回ることになる。すると第 2 ポート 25 からの吐出油が第 4 ポート 27 に吸入され、かつ第 3 ポート 26 からの吐出油の一部が第 1 連結油路 28・バイパス油路

21 が停止して第 2 流体圧ポンプ 22 のみが回転する。すると第 4 ポート 27 から第 2 連結油路 29 への吐出油は、第 2 弁室 33・一方向弁 34・第 1 弁室 32・バイパス油路 37a・第 1 連結油路 28 を経て第 3 ポート 26 へと全量が環流する。従って、この場合もクラッチ 23 は係合せず、前後輪間の連結は断たれる。

後退時には、第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 の回転方向が共に逆になり、吐出ポートと吸入ポートとの関係が上記とは逆の関係になるが、基本的な作動原理は前進時と同様にして行なわれる。

後退発進加速時には、一時的に第 1 流体圧ポンプ 21 のみが回転する。すると第 2 図に示すように、オイルタンク 36 から第 2 弁室 33・バイパス油路 37a・第 1 連結油路 28 を経て第 1 ポート 24 に吸入されたオイルは、第 2 ポート 25 から第 2 連結油路 29 へ吐出され、第 1 弁室 32 及び作動油圧供給油路 37b を経てクラッチの作動油圧室 30 に油圧を作用させる。これによりクラ

16

37a・第 2 弁室 33・一方向弁 34・第 1 弁室 32・第 2 連結油路 29 を経て第 4 ポート 27 へ環流する。この結果、第 2 連結油路 29 の管内圧はクラッチ 23 の作動圧に到達せず、後輪 11 に対して駆動力は伝達されない。

後退定速走行からの急加速などにより前輪 5 がスリップ状態になり、第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出量が第 2 流体圧ポンプ 22 の吸入量を上回るほど前輪 5 の回転速度が後輪 11 のそれを上回ると、第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出油を第 2 流体圧ポンプ 22 が吸入しきれなくなるため、両ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）の差に対応した油圧が第 2 連結油路 29 に発生する。この油圧は、第 1 弁室 32・作動油圧供給油路 37b を経てクラッチの作動油圧室 30 に導かれる。これによりクラッチ 23 が係合し、後輪 11 に対して駆動トルクが分配される。

後退制動時には、第 1 流体圧ポンプ 21 の回転速度が第 2 流体圧ポンプ 22 のそれを下回るため、作動油圧供給油路 37b への吐出圧は発生せず、

17

18

クラッチ 23 は係合しない。従って、前後輪間の連結は断たれる。このとき、第 3 ポート 26 からの第 2 流体圧ポンプ 22 の吐出油の一部は、第 1 連結油路 28・バイパス油路 37a・第 2 弁室 33・一方向弁 34・第 1 弁室 32・第 2 連結油路 29 を経て第 4 ポート 27 へ環流する。そして前輪 5 が完全にロックすると、第 3 ポート 26 からの吐出油は、第 1 連結油路 28・バイパス油路 37a・第 2 弁室 33・一方向弁 34・第 1 弁室 32・第 2 連結油路 29 を経て第 4 ポート 27 へ全量が環流する。従って、この場合もクラッチ 23 は係合せず、前後輪間の連結は断たれる。

次に前・後輪の有効径が互いに異なる場合の動作について説明する。

エンジン 1 に直接的に駆動される前輪 5 の有効径が動力伝達装置 7 を介して駆動される後輪 11 の有効径よりも小さい場合を想定すると、この場合には、前・後両輪 5・11 が共にスリップもロックもしていない定速走行状態に達しても、前輪回転速度が後輪回転速度を常に上回ることになる。

— 19 —

それを超えない範囲内にありさえすれば、後輪への無用なトルク伝達を生ぜずに済む、と言うことができる。

また、従駆動輪である後輪 11 の有効径がより小さい場合には、後輪 11 の回転速度がより高くなるが、これは前述した前輪 5 が制動されている状態と概ね等価と見做し得るので、当然、前・後輪 5・11 の連結が断たれてトルク伝達が行なわれないため、前後輪の有効径差によって実害を生ずる虞れは全くない。

以上説明したように、本発明の構成においては、第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 の実質的な吐出容量は、前輪 5 に連動駆動される第 1 流体圧ポンプ 21 の方がより小さくなっている。そのため、クラッチの作動油圧室 30 に作用する油圧（伝達トルク）は、前・後輪 5・11 が同一径であれば、前輪 5 と後輪 11 との回転速度が等しくなる以前に消滅する。これは前後輪間の差動制限力の設定が幾分か低目となっていることに相当するが、実際には第 4 図に示したように、ある伝達

— 21 —

ここで前・後輪 5・11 の有効径差は定数であるから、走行速度に正比例して両輪 5・11 の回転速度差が増大する。すると第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 の吐出量（吸入量）の差に応じてクラッチ 23 の係合力が高まることになるが、吐出量（吸入量）の差が大きくなり、クラッチの作動油圧室 30 に作用する油圧が所定値を超えると、リリース弁 35 が開いて後輪 11 への過度なトルク伝達が抑制される。

ところで、前述のようにして、前・後傘歯車装置 6・8 のギヤ比が互いに異なる値にされ、更に第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出容量が第 2 流体圧ポンプ 22 のそれより小さく設定されており、差動制限力が高速になるほど減少するようになっているので、両輪 5・11 の有効径差に起因する回転速度差が増大しても、無用な伝達トルクの増大を生じないで済む。

これらのことから、前後輪の有効径の差に起因する回転速度差が、定速走行時における第 1 流体圧ポンプ 21 の吐出量が第 2 流体圧ポンプ 22 の

— 20 —

トルクを発生するに要する前輪・後輪間の回転速度差は、車速が低いほど小さくなるので、発進時など後輪へも駆動トルクを伝達しなければならない機会が多い低車速時には、前輪・後輪間の回転速度差に対して十分な駆動トルクが後輪に伝達される。

なお、車速の増大に応じてクラッチ 23 の伝達トルクを減じる手段としては、上記した第 1・第 2 両流体圧ポンプ 21・22 のチャンバ容積を互いに異なるものとするか、あるいは流体圧ポンプと車輪との速比を前後で異なるものとするかをそれぞれを単独で実施しても良いし、本実施例のように両者を組合わせても良い。

第 5 図及び第 6 図は、本発明の変形実施例を示しており、上記第 1 図及び第 2 図に示した実施例と共通する部分には同一の符号を付し、異なる部分についてのみ以下に説明する。

上記実施例においては、作動油圧室 30 とオイルタンク 36 との間を、クラッチ作動油圧供給通路 37b から分岐した通路にて連通させるものと

— 22 —

しているが、本実施例においては、作動油圧室 30 とオイルタンク 36 との間に、オリフィス 38 を備えた別の連通路 47 を設けるものとしている。これによれば、クラッチ作動油圧供給通路 37b から作動油圧室 30 に圧油を供給する際に、作動油圧室 30 内の空気を速やかに排出できるので、クラッチ 23 の作動応答性をより一層向上することができる。

本実施例の場合も、オリフィス 38 を介してのリリーフ流量によってクラッチ作動油圧の特性が定まること、並びにクラッチ 23 の作動要領は、上記第 1 の実施例と同様である。

〔発明の効果〕

このように本発明によれば、前・後両輪の有効径が互いに異なる状態で走行する際にも、従駆動輪への無用なトルク伝達を生ぜずに済むので、従駆動輪へ駆動トルクを伝達する経路を構成する各部材の耐疲労強度を実質的に低減することができる。従って、従駆動輪側部材の軽量化を推進する上に多大な効果を奏することができる。しかも発

進加速時など、駆動トルクを伝達する機会が多い低速時には、前後輪の回転速度差に応じて十分な駆動トルクが伝達されるため、4 輪駆動車輦としての実用性能を損なわずに済む。

4. 図面の簡単な説明

第 1 図は、本発明に基づく 4 輪駆動車輦の動力伝達系の全体的な構成を示すスケルトン図であり、第 2 図は、後退状態にある時の油圧回路図である。

第 3 図及び第 4 図は、本発明装置の特性を示すグラフである。

第 5 図は、本発明の変形実施例を示す第 1 図と同様なスケルトン図であり、第 6 図は、同変形実施例を第 2 図の状態に対応して示す油圧回路図である。

1…エンジン、2…変速機、3…差動装置、4…ドライブシャフト、5…前輪、6…傘歯車装置、7…動力伝達装置、8…傘歯車装置、9…差動装置、10…ドライブシャフト、11…後輪、21…第 1 流体圧ポンプ、22…第 2 流体圧ポンプ、23…流体圧作動クラッチ（トルク伝達装置）、

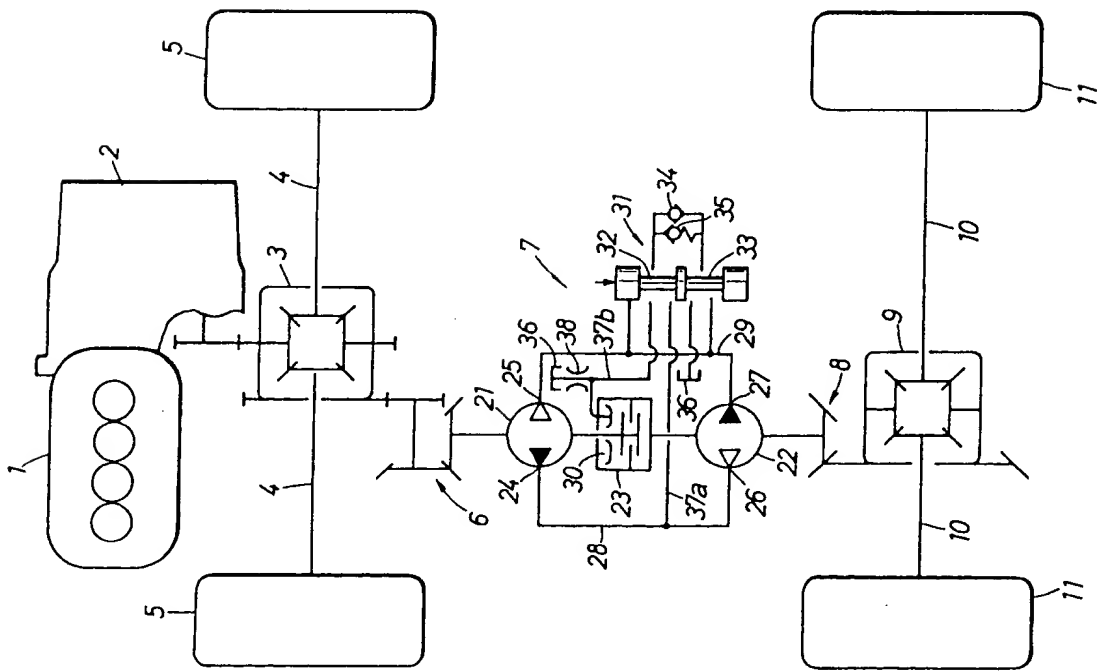
図 23

図 24

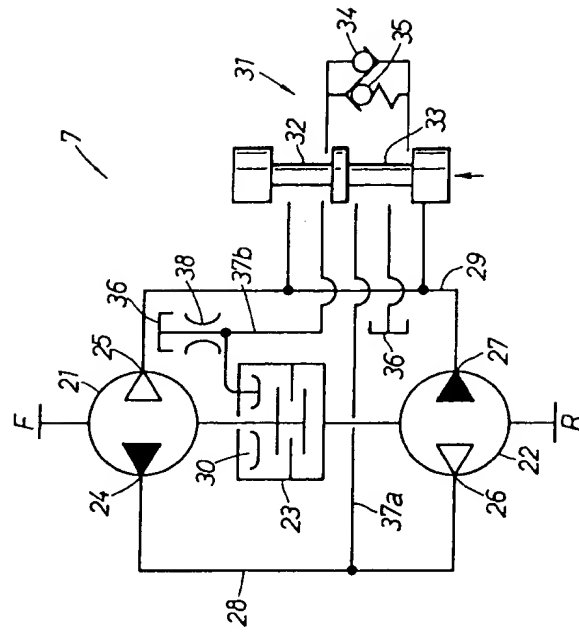
24…第 1 ポート、25…第 2 ポート、26…第 3 ポート、27…第 4 ポート、28…第 1 連結油路、29…第 2 連結油路、30…作動油圧室、31…切換弁、32…第 1 弁室、33…第 2 弁室、34…一方向弁、35…リリーフ弁（伝達トルク制限手段）、36…オイルタンク、37a…バイパス油路、37b…作動油圧供給油路、38…オリフィス、47…連通路

特 許 出 願 人 本田技研工業株式会社
代 理 人 弁理士 大 島 陽 一
(外一名)

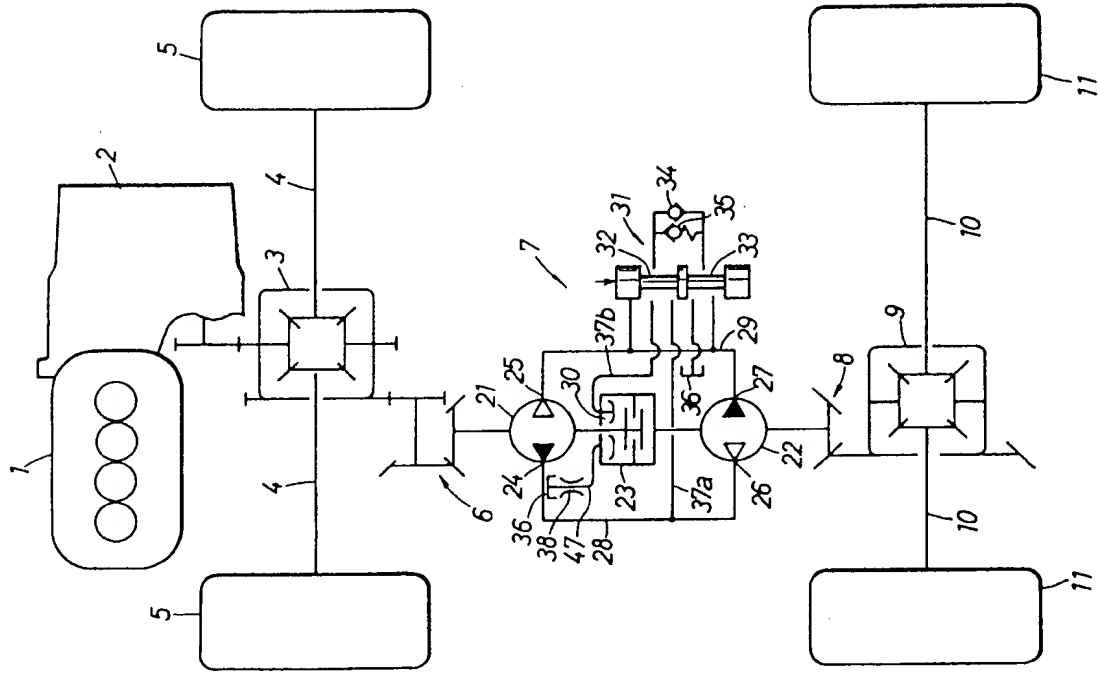
第 1 図



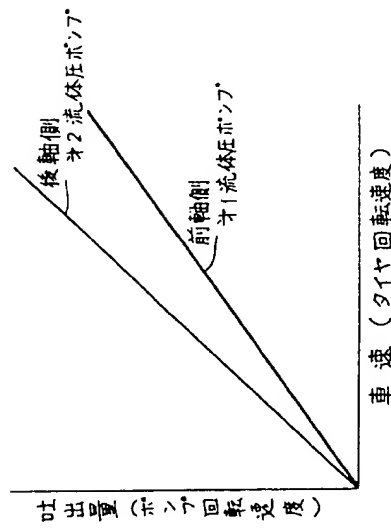
第 2 図



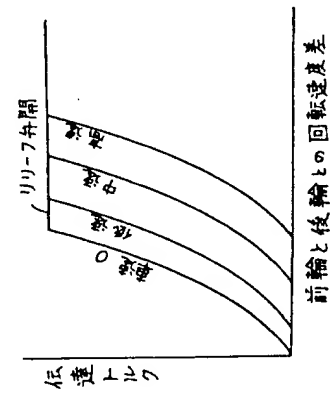
第 5 図



第 3 図



第 4 図



第 6 図

